

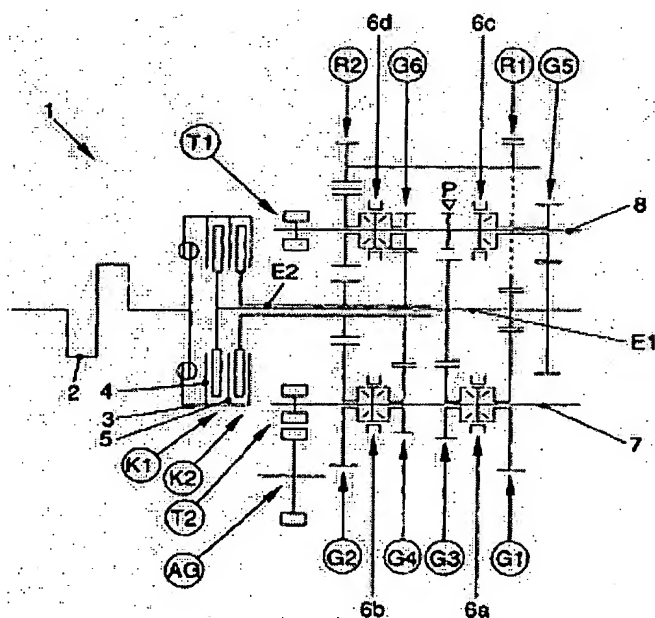
System for controlling a motor vehicle twin-clutch gearbox has two disconnect clutches, two feed shafts and a gearbox with multiple triggered actuators for engaging/disengaging specific gears

Patent number: DE10054318
Publication date: 2002-05-08
Inventor: DAMM ANSGAR (DE); FELSKE ANDREAS (DE); SCHREIBER WOLFGANG (DE); BECKER VOLKER (DE)
Applicant: VOLKSWAGENWERK AG (DE)
Classification:
- **international:** *F16H3/00; F16H63/30; F16H63/46; F16H61/688; F16H3/00; F16H63/00; F16H63/30; F16H61/68; (IPC1-7): F16H63/46; B60K17/02; F16H3/08; F16H63/30*
- **europaen:** B60K41/22E; F16H3/00F; F16H63/30H1; F16H63/30J1; F16H63/46
Application number: DE20001054318 20001102
Priority number(s): DE20001054318 20001102

[Report a data error here](#)

Abstract of DE10054318

A gearbox (1) has multiple triggered first actuators for engaging/disengaging specific gears (G1-G6,R1,R2) viz. for clutching sliding bushes (6a-6d) in and out. A triggered second actuator controls two disconnect clutches (K1,K2) by clutching in and/or out a crankshaft for one of two corresponding feed shafts (E1,E2) for the gearbox.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 100 54 318 A 1**

⑥ Int. Cl.⁷:
F 16 H 63/46
F 16 H 63/30
F 16 H 3/08
B 60 K 17/02

②① Aktenzeichen: 100 54 318.9
②② Anmeldetag: 2. 11. 2000
④③ Offenlegungstag: 8. 5. 2002

DE 100 54 318 A 1

⑦① Anmelder:
Volkswagen AG, 38440 Wolfsburg, DE

⑦② Erfinder:
Damm, Ansgar, Dr., 38518 Gifhorn, DE; Felske,
Andreas, 38442 Wolfsburg, DE; Schreiber,
Wolfgang, Dr., 38550 Isenbüttel, DE; Becker, Volker,
38518 Gifhorn, DE

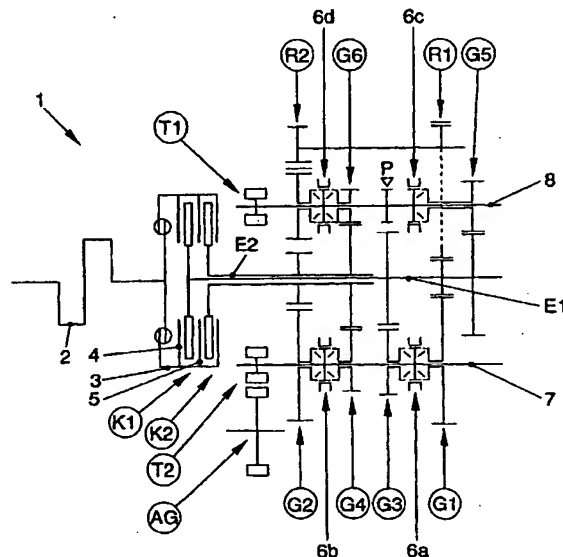
⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE 199 37 716 C1
DE 199 50 696 A1
DE 197 41 440 A1
DE 43 16 784 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ System zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes

⑤⑦ Die Erfindung betrifft ein System zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes (1) eines Kraftfahrzeuges, mit zwei Trennkupplungen (K1, K2) und zwei Eingangswellen (E1, E2), wobei das Getriebe (1) mehrere ansteuerbare erste Aktuatoren (9) zur Realisierung des Einlegens und/oder Herausnehmens bestimmter Getriebegänge (G1 bis G6, R1, R2), nämlich zum Ein- bzw. Ausrücken entsprechender Schiebemuffen (6a bis 6d) aufweist, und wobei zur Steuerung der Trennkupplungen (K1, K2), nämlich zur Verkupplung und/oder Entkupplung der Kurbelwelle (2) mit der entsprechenden Eingangswelle (E1, E2) des Getriebes zumindest ein ansteuerbarer zweiter Aktuator (10) vorgesehen ist.
Der Gesamtwirkungsgrad ist dadurch verbessert, daß die Trennkupplungen (K1, K2) als Trockenkupplungen ausgeführt sind und daß die ersten Aktuatoren (9) und/oder der zweite Aktuator (10) auf elektromechanische Weise und/oder auf hydraulische Weise ansteuerbar sind.



DE 100 54 318 A 1

[0001] Die Erfindung betrifft ein System zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes eines Kraftfahrzeuges mit zwei Trennkupplungen und zwei Eingangswellen, wobei das Getriebe mehrere ansteuerbare erste Aktuatoren zur Realisierung des Einlegens und/oder Herausnehmens bestimmter Getriebegänge, nämlich zum Ein- bzw. Ausrücken entsprechender Schiebemuffen aufweist, und wobei zur Steuerung der Trennkupplungen, nämlich zur Verkupplung und/oder Entkupplung der Kurbelwelle mit der entsprechenden Eingangswelle des Getriebes zumindest ein ansteuerbarer zweiter Aktuator vorgesehen ist.

[0002] Im Stand der Technik sind unterschiedliche Systeme bzw. Verfahren zur Steuerung der Trennkupplungen eines Doppelkupplungsgetriebes bzw. der Aktuatoren des Doppelkupplungsgetriebes bekannt. Vzw. sind die Doppelkupplungsgetriebe als Automatikgetriebe ausgeführt, denen zwei Trennkupplungen vorgeschaltet sind bzw. die zwei Trennkupplungen aufweisen und die im allgemeinen als Lamellenkupplungen ausgeführt sind. Zur Kühlung der Trennkupplungen, insbesondere um eine thermische Überlastung der Trennkupplungen zu vermeiden, sind diese im allgemeinen ölgekühlt. Wenn bspw. das Fahrzeug "am Hang stehend" gehalten werden soll, kann eine Überhitzung der Lamellen über einen gewissen Zeitraum hinweg verhindert werden.

[0003] Insbesondere aus dem "Rennsport" sind die hier genannten Doppelkupplungsgetriebe bekannt bzw. werden hier entsprechend verwendet. Die hier bekannten Bauformen verwenden für die Trennkupplungen üblicherweise in Schmieröl laufende und von diesem Schmieröl gekühlte Lamellenkupplungen, wie sie auch in anderen Kraftfahrzeugen mit automatischen Getrieben verwendet werden. Problematisch bei dieser Bauweise ist der Umstand, daß die erforderliche Ölkühlung eine Pumpe benötigt, die in geeigneter Weise angetrieben werden muß. Im allgemeinen dient diese als Ölpumpe ausgeführte Hydraulikpumpe auch gleichzeitig zur Versorgung der Aktorik des entsprechenden automatischen Getriebes, so daß sie permanent Drucköl liefern und folglich auch ständig angetrieben werden muß. Dieser ständige Antrieb kann bspw. direkt durch die Antriebsmaschine, also durch den Motor des Kraftfahrzeuges erfolgen. Problematisch ist jedoch, daß die üblichen Hydraulikpumpen einen der Antriebsdrehzahl proportionalen Volumenstrom liefern, der jedoch nicht immer mit dem Ölvolu-menstrom des Getriebes korreliert. So behilft man sich damit, daß der überschüssige von der Hydraulikpumpe gelieferte Volumenstrom über ein Rückstromregelventil von der Druckseite der Hydraulikpumpe direkt zu Saugseite zurückgeführt wird, was zur Folge hat, daß die von der Hydraulikpumpe eingebrachte Leistung verloren geht.

[0004] Der wachsende Bedarf an Fahrzeugen mit besonders günstigem Treibstoffverbrauch, insbesondere in dem wachsenden Kraftfahrzeug-Marktsegment der "3-Liter-Autos" macht es erforderlich, nach Getriebekonzepten zu suchen, die einerseits einen guten Wirkungsgrad aufweisen, andererseits aber auch ein effektives Triebstrang-Management erlauben. Das Ziel ist es, den Wirkungsgrad des Gesamtsystems zu erhöhen, nämlich das Zusammenspiel des Antriebsaggregates (Motor) des Kraftfahrzeuges und der Drehmomentwandlung (Getriebe) auf möglichst kostengünstige Art und Weise optimal zu realisieren. Hierzu zählen unter anderem die neuartigen automatisierten Handschaltgetriebe (ASG), die jedoch einen prinzipbedingt schlechten Schaltkomfort bieten.

[0005] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, das bekannte System derart auszugestalten und weiterzubil-

den, daß der Schaltkomfort für ein Doppelkupplungsgetriebe nach wie vor gewährleistet ist, jedoch der Systemwirkungsgrad erhöht ist.

[0006] Die zuvor aufgezeigte Aufgabe ist nun dadurch gelöst, daß die Trennkupplungen als Trockenkupplungen ausgeführt sind und daß die ersten Aktuatoren und/oder der zweite Aktuator auf elektromechanische Weise und/oder auf hydraulische Weise ansteuerbar sind. Dadurch, daß die Trennkupplungen nunmehr als Trockenkupplungen ausgeführt sind, entfällt zunächst die Notwendigkeit der ständigen Ölkühlung. Die im Getriebe vorgesehenen ersten Aktuatoren bzw. die entsprechenden zweiten Aktuatoren zur Realisierung der Steuerung der Trennkupplungen können einerseits auf elektromechanische Weise oder auch auf hydraulische Weise angesteuert werden. Für den Fall der hydraulischen Ansteuerung ist zwar wiederum eine Hydraulikpumpe erforderlich, allerdings kann diese auf separate Art und Weise, insbesondere unabhängig vom Motor des Kraftfahrzeuges betrieben werden, so daß insgesamt – im Endeffekt – der Wirkungsgrad des gesamten Systems verbessert ist. Im Ergebnis sind durch die Kombination der entsprechenden Merkmale die eingangs beschriebenen Nachteile vermieden, wobei der Schaltkomfort für das Doppelkupplungsgetriebe erhalten ist und der Wirkungsgrad des gesamten Systems im Kraftfahrzeug erhöht ist.

[0007] Es gibt nun eine Vielzahl von Möglichkeiten, das erfindungsgemäße System in vorteilhafter Art und Weise auszugestalten und weiterzubilden. Hierfür darf zunächst auf die dem Patentanspruch 1 nachgeordneten Patentansprüche verwiesen werden. Im folgenden soll nun ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand der folgenden Zeichnung und der dazugehörenden Beschreibung näher erläutert werden. In der Zeichnung zeigt:

[0008] Fig. 1 ein Doppelkupplungsgetriebe mit zwei Eingangswellen und zwei vorgesehenen Trennkupplungen, die als Trockenkupplungen ausgeführt sind in vereinfachter schematischer Darstellung,

[0009] Fig. 2 ein Blockschaltbild in vereinfachter schematischer Darstellung zur Verdeutlichung des erfindungsgemäßen Systems zur Steuerung des Doppelkupplungsgetriebes.

[0010] Fig. 3 ein Steuergerät in kompakter Bauweise in vereinfachter schematischer Darstellung und

[0011] Fig. 4 das in Fig. 3 dargestellte Steuergerät in perspektivischer explosionsartiger schematischer Darstellung.

[0012] Die Fig. 1 bis 4 zeigen in schematischer Darstellung das erfindungsgemäße System zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes 1 eines hier nicht dargestellten Kraftfahrzeuges. Fig. 1 zeigt hier in schematischer Darstellung das Doppelkupplungsgetriebe 1 mit zwei Eingangswellen, nämlich einer ersten Eingangswelle E1 und einer zweiten Eingangswelle E2. Der ersten Eingangswelle E1 ist eine erste Trennkupplung K1 zugeordnet, wobei der zweiten Eingangswelle E2 eine zweite Trennkupplung K2 zugeordnet ist. Das hier dargestellte Doppelkupplungsgetriebe 1 wird durch eine Brennkraftmaschine angetrieben, deren Kurbelwelle 2 schematisch dargestellt ist. Die beiden Trennkupplungen K1 und K2 weisen einen gemeinsamen äußeren Kupplungskorb 3 auf und sind konzentrisch zueinander angeordnet. Über die hier vorgesehenen Reibplatten 4 bzw. 5 ist die erste Eingangswelle E1 bzw. die zweite Eingangswelle E2 mit dem Kupplungskorb 3 bzw. der Kurbelwelle 2 zur Übertragung eines entsprechenden Drehmomentes verbindbar. Die erste Eingangswelle E1 ist hier als Vollwelle ausgebildet. Die zweite Eingangswelle E2 ist hier als Hohlwelle ausgebildet und umgibt die erste Eingangswelle E1.

[0013] Das hier dargestellte Doppelkupplungsgetriebe 1 weist im wesentlichen sieben Gangstufen auf nämlich sechs Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang (bzw. zwei Rück-

wärtgangstufen). Jede Gangstufe ist durch ein Zahnradpaar gebildet. Die 6 Vorwärtsgänge sind in Fig. 1 ersichtlich durch die Bezifferung "G1" bis "G6". Der Rückwärtsgang ist hier durch die Bezifferung "R1" bzw. "R2" dargestellt. Jede einzelne Gangstufe, also jeder der Vorwärtsgänge "G1" bis "G6" wird durch ein entsprechendes Zahnradpaar gebildet. Hierbei stehen die Zahnradpaare, die hier nicht näher bezeichnet sind, für die einzelnen entsprechenden Gänge "G1" bis "G6". Die Antriebsräder der einzelnen Gangstufen "G1" und "G3", sind mit der Eingangswelle E1 fest verbunden, wobei die Abtriebsräder der Gänge "G1" und "G3" als Losräder ausgeführt sind und über eine erste Schiebemuffe 6a entsprechend geschaltet, nämlich mit der ersten Getriebeausgangswelle 7 wirksam verbunden werden können. Die Antriebsräder der Gänge "G2" und "G4" sind mit der Eingangswelle E2 fest verbunden, wobei die Abtriebsräder der Gänge "G2" und "G4" über eine zweite Schiebemuffe 6b entsprechend geschaltet werden können. Die Abtriebsräder der Gänge "G1" bis "G4" liegen alle auf der ersten Getriebeausgangswelle 7.

[0014] In diesem bevorzugten Ausführungsbeispiel des hier dargestellten Doppelkupplungsgetriebes 1 ist aber noch eine zweite Getriebeausgangswelle 8 vorgesehen, mit deren Hilfe der fünfte und sechste Gang "G5" und "G6" realisierbar ist. Hierzu weist die erste Eingangswelle E1 zusätzlich noch ein hier nicht näher bezeichnetes Antriebsrad auf, das mit der Eingangswelle E1 fest verbunden ist und mit einem hier nicht näher bezeichneten Abtriebsrad, das auf der zweiten Getriebeausgangswelle 8 angeordnet ist, in Eingriff steht. Hierbei ist das Abtriebsrad des fünften Ganges "G5" als Losrad ausgeführt und durch eine dritte Schiebemuffe 6c entsprechend schaltbar, d. h. mit der zweiten Getriebeausgangswelle 8 wirksam verbindbar. Schließlich dient das Antriebsrad des sechsten Ganges "G4", das mit der zweiten Eingangswelle E2 fest verbunden ist, gleichzeitig auch als Antriebsrad für den sechsten Gang "G6". Hierzu ist auf der zweiten Getriebeausgangswelle 8 ein entsprechendes Abtriebsrad angeordnet, das durch eine vierte Schiebemuffe 6d entsprechend schaltbar ist. Bei geschaltetem ersten Gang "G1" läuft grundsätzlich der Kraftfluss über die geschlossene erste Trennkupplung K1, die erste Eingangswelle E1, über die erste Schiebemuffe 6a auf die erste Getriebeausgangswelle 7. In diesem Fall sind alle übrigen Schiebemuffen 6b, 6c und 6d nicht geschaltet bzw. nehmen ihre Neutralstellung ein. Soll nun in den zweiten Gang "G2" geschaltet werden, also ein anderer Antriebsstrang realisiert werden, so wird bei einem entsprechenden Gangstufenwechsel von der ersten zur zweiten Gangstufe, hier vom ersten Gang "G1" zum zweiten Gang "G2" die erste Schiebemuffe 6a ausgerückt und die zweite Schiebemuffe 6b entsprechend eingerückt, wobei auf die zweite Trennkupplung K2 umgeschaltet wird. Der Kraftfluss läuft nun – im eingelegten Gang "G2" – über die zweite Trennkupplung K2, die zweite Eingangswelle E2 und die entsprechende Zahnradpaarung auf die erste Getriebeausgangswelle 7.

[0015] Bei der hier bevorzugten Ausführungsform des dargestellten Doppelkupplungsgetriebes 1 sind noch zusätzlich Triebblingsverzahnungen T1 und T2 (Achsübersetzungen) vorgesehen, die beide mit dem Ausgleichsgetriebe AG, von dem aus das Abtriebsmoment auf die beiden Vorderräder des Kraftfahrzeuges übertragen wird, kämmen.

[0016] Fig. 2 zeigt erste Aktuatoren 9 und zweite Aktuatoren 10, wobei die ersten Aktuatoren 9 die Bewegungen der entsprechenden Schiebemuffen 6a bis 6d realisieren und die zweiten Aktuatoren 10 die Steuerung der entsprechenden Trennkupplungen K1 und K2 realisieren, was hier durch die schematische Darstellung in Fig. 2 bzw. der hier gezeichneten Pfeile angedeutet sein soll.

[0017] Die eingangs beschriebenen Nachteile sind nun dadurch vermieden, daß die Trennkupplungen K1 und K2 als Trockenkupplungen ausgeführt sind und daß die ersten Aktuatoren 9 und/oder die zweiten Aktuatoren 10 auf elektromechanische Weise und/oder hydraulische Weise ansteuerbar sind. Die hier verwendeten Trennkupplungen K1 und K2 sind vzw. als konventionelle Trockenreibkupplungen ausgeführt, die einerseits ein geringes Schleppmoment aufweisen, andererseits aber die Notwendigkeit einer gesonderten Kühlung entfällt. Folglich ist auch keine permanent mitlaufende Hydraulikpumpe, insbesondere auch keine Ölpumpe zur Kühlung der entsprechenden Trennkupplungen K1 und K2 erforderlich. Hierdurch kann der Wirkungsgrad des gesamten Systems für das Kraftfahrzeug erhöht werden, was im folgenden noch erläutert werden wird.

[0018] Vzw. sind die hier verwendeten Trennkupplungen K1 und K2, die als Trockenreibkupplungen ausgeführt sind, "aktiv schließend" ausgeführt. Grundsätzlich kann die Aktorik des Doppelkupplungsgetriebes 1 auf zwei unterschiedliche Arten realisiert werden, nämlich einerseits elektromechanisch, andererseits hydraulisch.

[0019] Im Fall der hier nicht dargestellten elektromechanischen Ausführung werden die einzelnen Aktuatoren, insbesondere die ersten Aktuatoren 9 und die zweiten Aktuatoren 10 dann auf elektromechanische Art und Weise angesteuert, nämlich vzw. durch Elektromotoren oder elektrisch betätigbare Stellantriebe, die von einem entsprechenden Steuergerät angesteuert werden. Diese Alternative ist hier aber nicht dargestellt.

[0020] Die bevorzugte Ausführungsform der Erfindung zeigt hier das erfindungsgemäße System für das hier dargestellte Doppelkupplungsgetriebe 1, das auf hydraulischer Basis realisiert ist. Die Aktorik des Doppelkupplungsgetriebes 1 zur Ansteuerung der Trennkupplungen K1 und K2 sowie die Realisierung des Einlegens und Herausnehmens der einzelnen Getriebegänge "G1" bis "G6" bzw. "R1, R2" wird hydraulisch ausgeführt. Hierzu ist zur Steuerung der ersten Aktuatoren 9 und der zweiten Aktuatoren 10 ein separates Hydrauliksystem 11 vorgesehen, so wie dieses aus Fig. 2 ersichtlich ist.

[0021] Die Anordnung der Eingangswellen E1, E2 bzw. der Getriebeausgangswellen 7 und 8 und der Zahnräder im Doppelkupplungsgetriebe 1 ist grundsätzlich unabhängig von den hier dargestellten Eigenschaften des Systems. Zwar könnte die Ausführung der Trennkupplungen K1 und K2 als Trockenkupplungen deswegen ein wenig problematisch sein, da sich der Bauraumbedarf im Vergleich zu einer nasslaufenden, d. h. ölgekühlten Lamellenkupplung erhöht. Auch die zweiten Aktuatoren 10 zur Ansteuerung der Trennkupplungen K1 und K2 benötigen einen bestimmten Bauraum innerhalb des Kupplungsgehäuses. Für eine Front-Quer-Anordnung des Doppelkupplungsgetriebes 1 innerhalb des Motorraumes ist es daher sinnvoll, den benötigten Bauraum für die "Doppelkupplung" durch eine besonders kompakte Bauweise des Doppelkupplungsgetriebes 1 zu realisieren. Aus diesem Grunde hat sich die Anordnung von zwei Triebwellen, so wie dieses aus Fig. 1 und 2 ersichtlich wird, als besonders zweckmäßig erwiesen. Anders ausgedrückt, die genaue Ausführung des hier dargestellten Doppelkupplungsgetriebes 1 kann unterschiedlich sein. Bspw. ist man nicht darauf angewiesen, daß die entsprechenden Getriebegänge "G1" bis "G6", die im H-Schaltbild jeweils in einer Gasse liegen sollen, auch im Doppelkupplungsgetriebe 1 auf einer Schaltschiene/Schiebemuffe angeordnet sind. So kann es bspw. bei Doppelkupplungsgetrieben zweckmäßig sein, bspw. die Gänge "G3" und "G5" einer entsprechenden Schiebemuffe zuzuordnen.

[0022] Erfindungsgemäß weist aber das hier dargestellte

System ein separates Hydrauliksystem 11 zur Steuerung der ersten und zweiten Aktuatoren 9 und 10 auf. Weiterhin weist das Hydrauliksystem 11 ein Steuergerät 12, erste Schaltventile 13 zur Ansteuerung der ersten Aktuatoren 9, zweite Schaltventile 14 zur Ansteuerung der zweiten Aktuatoren 10, eine Hydraulikpumpe 15, einen Hydraulik-Druckspeicher 16 und einen Hydraulik-Flüssigkeitsbehälter 17 auf. Fig. 2 läßt besonders gut das Steuergerät 12 und die Steuerleitungen 18 zur Verbindung des Steuergerätes 12 mit den ersten und zweiten Aktuatoren 9 und 10 erkennen.

[0023] Wie aus Fig. 2 zu erkennen ist, sind die ersten und zweiten Schaltventile 13 und 14 hier innerhalb des Baurumes des Steuergerätes 12 schematisch dargestellt und steuern so die Bewegungen der ersten und zweiten Aktuatoren 9 und 10. Das Hydrauliksystem 11 weist ein zwischen der Hydraulikpumpe 15, die vzw. als elektrisch betreibbare Pumpe ausgeführt ist, und zwischen dem Hydraulik-Druckspeicher 16 angeordnetes Rückschlagventil 19 auf. Zusätzlich ist ein Drucksensor 20 und ein Überdruckventil 21 vorgesehen, so daß über eine zusätzliche "Bypass-Steuerleitung" 22 bei entsprechendem Überdruck Hydraulikmittel aus dem Hydraulik-Druckspeicher 16 über das Überdruckventil 21 und die Bypass-Steuerleitung 22 zum Eingang der Hydraulikpumpe 15 bzw. in den Hydraulik-Flüssigkeitsbehälter 17 zurückströmen kann.

[0024] Wie die Fig. 2 zeigt, sind die ersten Aktuatoren 9 als doppelseitig wirkende Einlegezylinder und die zweiten Aktuatoren 10 als einseitig wirkende Stellzylinder ausgeführt. Es ist nun denkbar, daß das Hydrauliksystem 11 mit dem selben Hydraulikmittel, nämlich mit dem selben Öl arbeitet, das sich auch im Doppelkupplungsgetriebe 1 befindet. Für diesen Fall ist es zweckmäßig, Automatikgetriebeöl (ATF) zu verwenden, da dieses Öl insbesondere bei tiefen Temperaturen keine sehr hohe Viskosität aufweist.

[0025] Es ist aber auch denkbar, und dies ist hier realisiert, daß das Hydrauliksystem 11 eine spezielle Hydraulikflüssigkeit verwendet, so daß die Hydraulikmittelkreisläufe vom Doppelkupplungsgetriebe 1 (Schmierung der Wellen und Zahnräder) und der Hydraulik des Hydrauliksystems 11 selbst (Schaltung der Trennkupplungen K1 und K2 sowie der Getriebegänge "G1" bis "G6") voneinander getrennt sind. Dies hat den Vorteil, daß im Doppelkupplungsgetriebe 1 konventionelles Getriebeöl verwendet werden kann, was sich positiv auf die Lebensdauer der Lager und Zahnräder auswirkt. Gleichzeitig wird für die Hydraulik, nämlich für das Hydrauliksystem 11 eine Flüssigkeit mit geringer Viskosität verwendet, um die Schaltqualität zu sichern und den Wirkungsgrad der Schaltungshydraulik zu verbessern.

[0026] Die Fig. 3 und 4 zeigen ein Steuergerät 12, das als kompakte Baueinheit ausgeführt ist. Es ist denkbar, daß einerseits dieses Steuergerät 12 mit einem separaten Getriebe-steuergerät schaltungstechnisch verbunden ist oder aber – was hier der Fall ist – das Steuergerät 12 und das Getriebe-steuergerät in sich als kompakte umfassende Baueinheit ausgeführt ist. Dies bedeutet, daß das hier in den Fig. 3 und 4 dargestellte Steuergerät 12 entsprechende elektrische/elektronische Komponenten aufweist, um die entsprechende Steuerung der Getriebegänge "G1" bis "G6" bzw. das Schließen und Öffnen der Trennkupplungen K1 und K2 zu realisieren. Es ist also eine entsprechende Rechneinheit mit Eingabe- und Ausgabeeinheiten und es sind entsprechende Sensoren vorgesehen. Insbesondere sind um die exakte Steuerung der ersten und zweiten Aktuatoren 9 und 10 entsprechend zu gewährleisten, entsprechende Wegesensoren vorgesehen, so daß die Position der entsprechenden Kolben in den ersten und zweiten Aktuatoren 9 und 10 immer dem Steuergerät 12 gemeldet werden. Mit Hilfe des Steuergerätes 12 ist eine Auswertung der Meß-Signale dieser We-

gensensoren und auch des Drucksensors 20 möglich.

[0027] Anders ausgedrückt, das hier dargestellte Steuergerät 12 steuert nicht nur die ersten und zweiten Aktuatoren 9 und 10 über die ersten und zweiten Schaltventile 13 und 14, sondern steuert auch den entsprechenden Druckaufbau im Hydraulik-Druckspeicher 16 des Hydrauliksystems 11. Da die Hydraulikpumpe 15 vzw. als elektrisch betreibbare Pumpe ausgebildet ist, wird diese vom Steuergerät 12 entsprechend angesteuert, wenn nämlich der Druck im Hydraulik-Druckspeicher 16 einen bestimmten Wert unterschreitet, so daß immer ein bestimmter Druck innerhalb des Hydrauliksystems 11 aufgebaut ist.

[0028] Sollte dieser Druck einen bestimmten Wert überschreiten, so wird über das Überdruckventil 21 eine entsprechende Rückführung des Hydraulikmittels zum Eingang der Hydraulikpumpe 15 bzw. in den Hydraulik-Flüssigkeitsbehälter 17 über die Bypass-Steuerleitung 22 gewährleistet.

[0029] Die einzelnen Sensoren, insbesondere die hier angesprochenen Wegesensoren sind nicht im einzelnen dargestellt, genauso wenig wie die entsprechenden Drehzahlsensoren zur Realisierung der Steuerung der Getriebegänge "G1" bis "G6" und die einzelnen Steuerleitungen bzw. elektrischen Leitungen zu den Komponenten des Hydrauliksystems 11 nicht dargestellt sind. Das Steuergerät 12 weist hier – wie oben erwähnt – die entsprechende Leistungselektronik und entsprechende Sensorauswertung auf. Da die entsprechenden Sensoren nicht dargestellt sind, sind auch die entsprechenden Sensorleitungen bzw. Stromversorgung und andere elektrische Leitungen nicht dargestellt.

[0030] Im Ergebnis werden durch das hier dargestellte System entsprechende Vorteile erzielt und der Gesamtwirkungsgrad eines in einem Kraftfahrzeug angeordneten Doppelkupplungsgetriebes 1 ist entsprechend verbessert, insbesondere durch das separate Hydrauliksystem 11 mit einer vzw. elektrisch betreibbaren Hydraulikpumpe 15, die nicht vom Motor des Kraftfahrzeuges betreibbar ist, sondern immer dann, wenn es möglich ist, entsprechend elektrisch geschaltet, nämlich betrieben werden kann, um den entsprechenden Druck im Hydraulik-Druckspeicher 16 aufzubauen.

[0031] Die Steuerung des Doppelkupplungsgetriebes 1 ist daher von der eigentlichen Motordrehzahl – wie bisher im Stand der Technik üblich – unabhängig, was die entsprechenden Vorteile mit sich bringt.

BEZUGSZEICHENLISTE

- 1 Doppelkupplungsgetriebe
- 2 Kurbelwelle
- 3 Kupplungskorb
- 4 Reibplatten
- 5 Reibplatten
- 6a 1. Schiebemuffe
- 6b 2. Schiebemuffe
- 6c 3. Schiebemuffe
- 6d 4. Schiebemuffe
- 7 erste Getriebeausgangswelle
- 8 zweite Getriebeausgangswelle
- 9 erste Aktuatoren
- 10 zweite Aktuatoren
- 11 Hydrauliksystem
- 12 Steuergerät
- 13 erste Schaltventile
- 14 zweite Schaltventile
- 15 Hydraulikpumpe
- 16 Hydraulik-Druckspeicher
- 17 Hydraulik-Flüssigkeitsbehälter
- 18 Steuerleitungen

19 Rückschlagventil
 20 Drucksensor
 21 Überdruckventil
 22 Bypass-Steuerleitung
 E1 erste Eingangswelle
 E2 zweite Eingangswelle
 K1 erste Trennkupplung
 K2 zweite Trennkupplung
 G1 bis G6 Vorwärtsgänge
 R1, R2 Rückwärtsgänge
 T1, T2 Triebingsverzahnungen
 AG Ausgleichsgetriebe

Patentansprüche

1. System zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes (1) eines Kraftfahrzeuges, mit zwei Trennkupplungen (K1, K2) und zwei Eingangswellen (E1, E2), wobei das Getriebe (1) mehrere ansteuerbare erste Aktuatoren (9) zur Realisierung des Einlegens und/oder Herausnehmens bestimmter Getriebegänge (G1 bis G6, R1, R2), nämlich zum Ein- bzw. Ausrücken entsprechender Schiebemuffen (6a bis 6d) aufweist, und wobei zur Steuerung der Trennkupplungen (K1, K2), nämlich zur Verkopplung und/oder Entkopplung der Kurbelwelle (2) mit der entsprechenden Eingangswelle (E1, E2) des Getriebes (1) zumindest ein ansteuerbarer zweiter Aktuator (10) vorgesehen ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Trennkupplungen (K1, K2) als Trockenkupplungen ausgeführt sind und daß die ersten Aktuatoren (9) und/oder der zweite Aktuator (10) auf elektromechanische Weise und/oder auf hydraulische Weise ansteuerbar sind.
2. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Steuerung der ersten und zweiten Aktuatoren (9, 10) ein separates Hydrauliksystem (11) vorgesehen ist.
3. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrauliksystem (11) ein Steuergerät (12), erste Schaltventile (13) zur Ansteuerung der ersten Aktuatoren (9), zweite Schaltventile (14) zur Ansteuerung der zweiten Aktuatoren (10), eine Hydraulikpumpe (15), einen Hydraulik-Druckspeicher (16) und einen Hydraulik-Flüssigkeitsbehälter (17) aufweist.
4. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikpumpe (15) als elektrisch betreibbare Pumpe ausgeführt ist.
5. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und zweiten Schaltventile (13, 14) bzw. die ersten und zweiten Aktuatoren (9, 10) über Steuerleitungen (18) mit dem Steuergerät (12) und das Steuergerät (12) über Steuerleitungen (18) mit dem Hydrauliksystem (11) verbunden ist.
6. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrauliksystem (11) ein zwischen Hydraulikpumpe (15) und Hydraulik-Druckspeicher (16) angeordnetes Rückschlagventil (19) und zusätzlich einen Drucksensor (20) und ein Überdruckventil (21) aufweist.
7. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten Aktuatoren (9) als doppelseitig wirkende Einlegezylinder und die zweiten Aktuatoren (10) als einseitig wirkende Stellzylinder ausgeführt sind.
8. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur exakten Steuerung

der ersten und zweiten Aktuatoren (9, 10) Wegesensoren und/oder Drucksensoren vorgesehen sind.

9. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß mit Hilfe des Steuergerätes (12) eine Auswertung der Meßsignale der Wegesensoren und des Drucksensors (20) erfolgt und eine entsprechende Steuerung der Getriebegänge (G1 bis G6, R1, R2) und der Trennkupplungen (K1, K2) gewährleistet ist.

10. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuergerät (12) mit einem Getriebesteuergerät schaltungstechnisch verbunden ist.

11. System nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuergerät und Getriebesteuergerät als kompakte Baueinheit ausgeführt sind.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

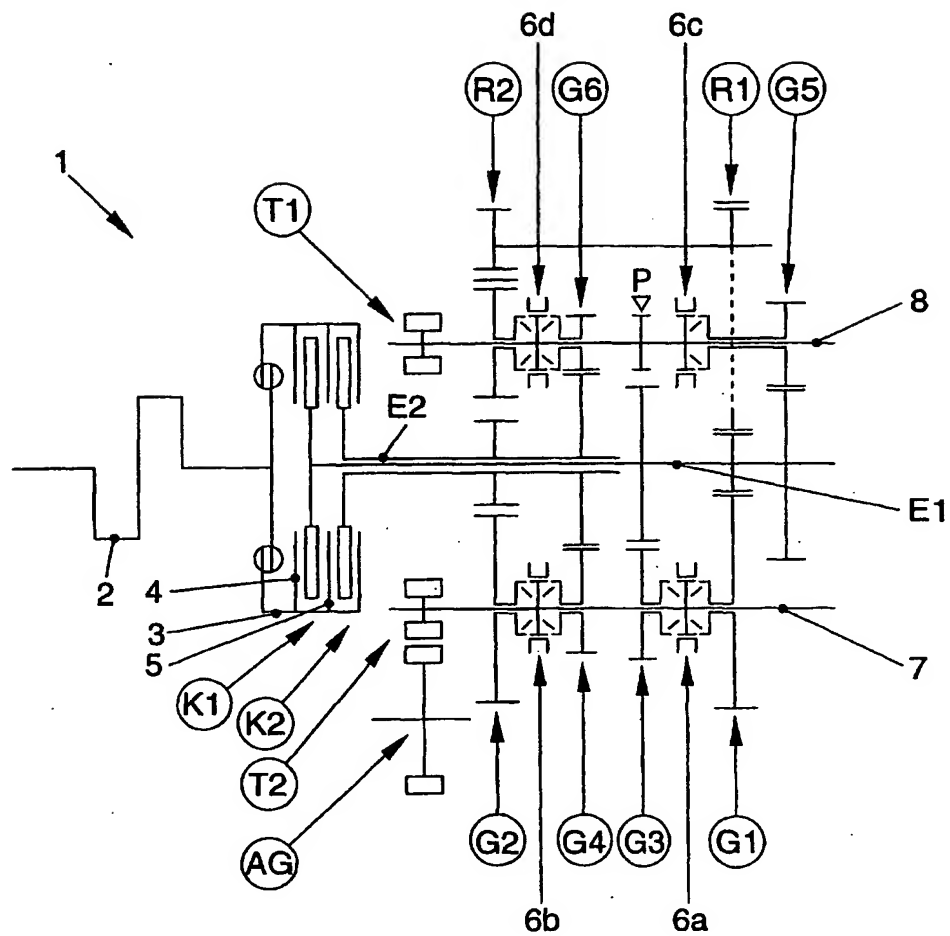


FIG. 1

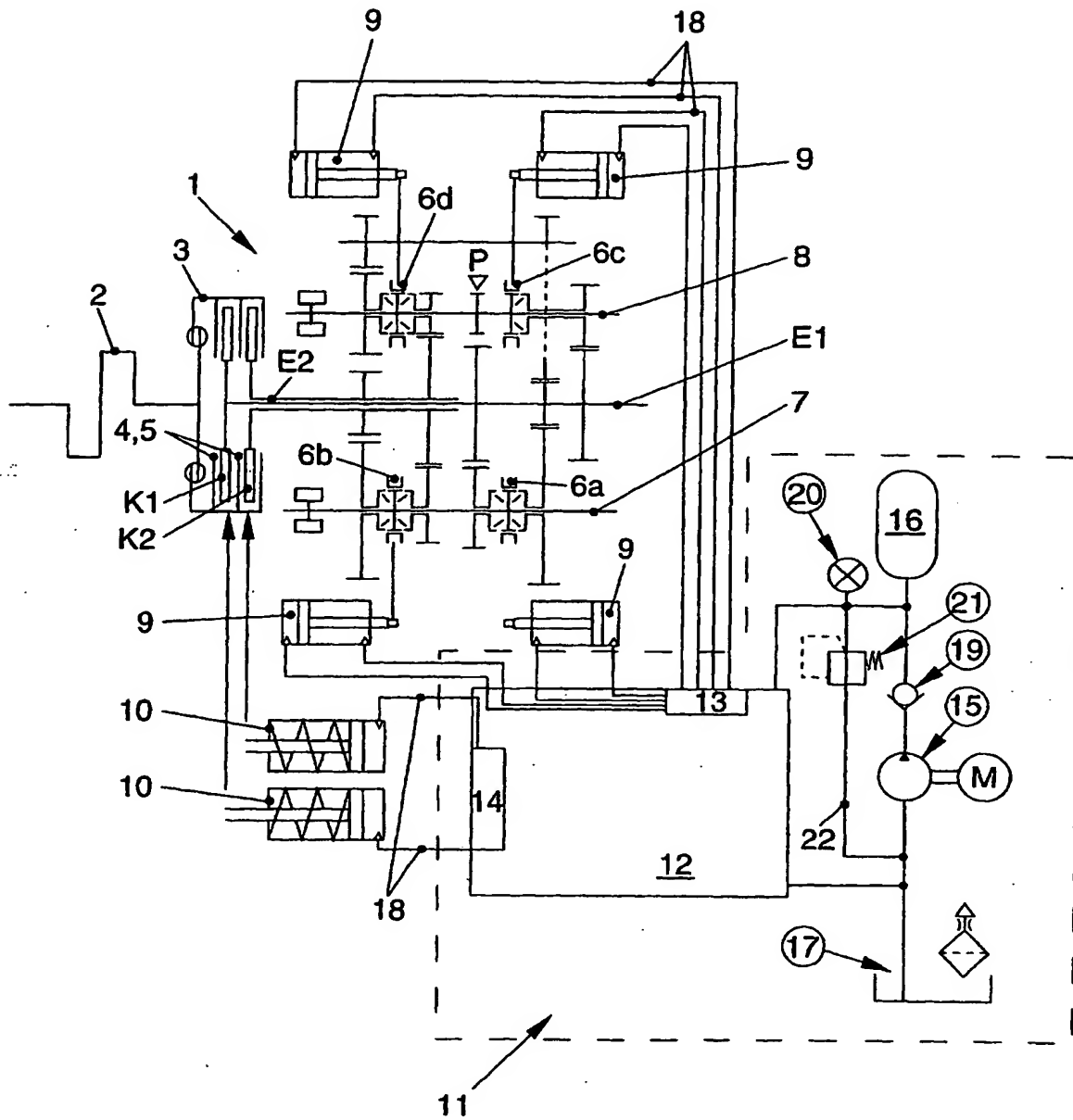


FIG. 2

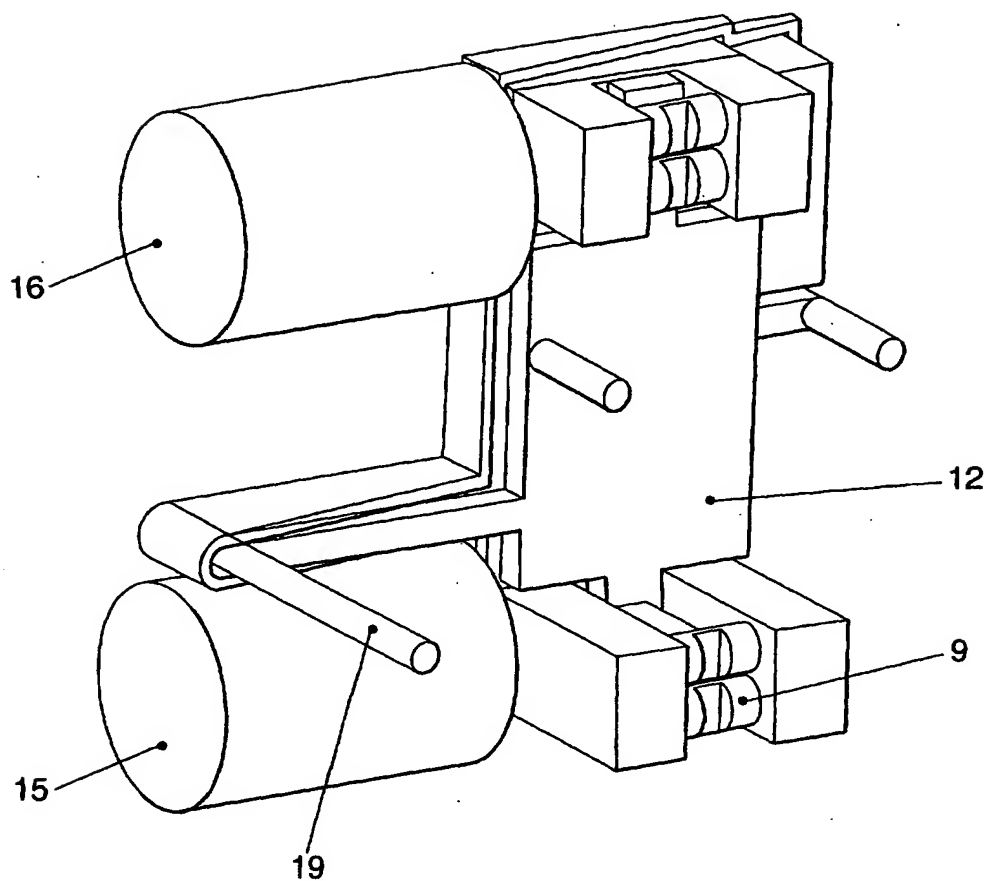


FIG. 3

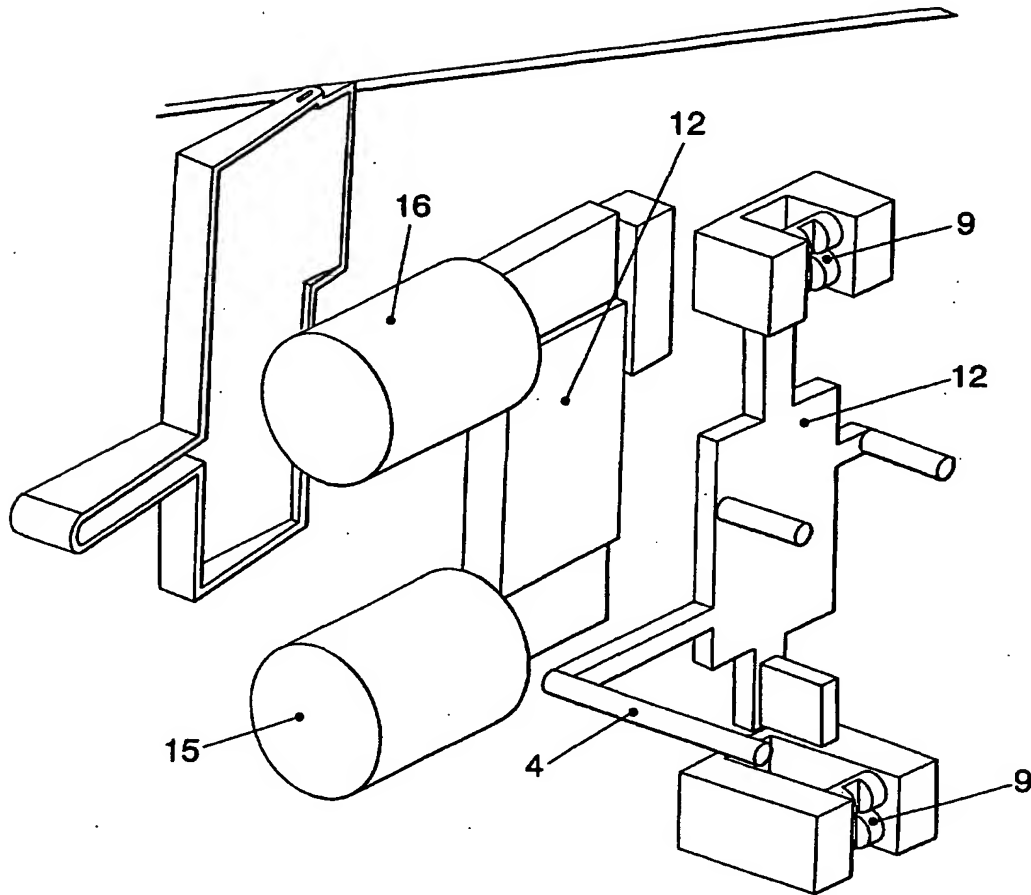


FIG. 4

THIS PAGE BLANK (USPTO)